

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-125345

(43)Date of publication of application : 24.04.1992

(51)Int.Cl.

F16H 3/66

(21)Application number : 02-245167

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 14.09.1990

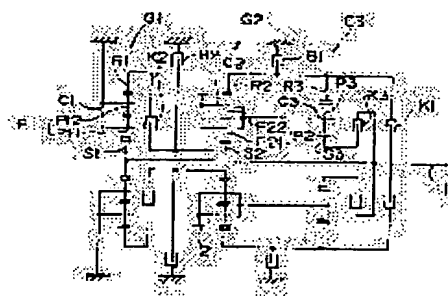
(72)Inventor : HOTTA TAKASHI  
MORITA YUKIO  
KOJIMA YOICHI  
KIKUCHI KIMHIKO  
NIYAMA TSUNEFUMI  
KUMAGAI YORINORI  
NAKAYAMA HIROSHI

## (54) PLANETARY GEAR TRANSMISSION

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To reduce the number of an engagement means to the minimum and to prevent excessive rotation of a planetary pinion by connecting, among first to fifth rotational members which compose a velocity diagram, the third and fifth rotational members to an input member, and the fourth rotational member to an output member.

**CONSTITUTION:** Three clutches K1 to K3 and two brakes B1 and B2 are arranged in order to determine a power transmission passage from an input shaft 1 to an output gear 3. Among three units of planetary gear lines G1 to G3 composing a transmission, at least one planetary gear line G1 is composed of a double pinion type planetary gear line. A sun gear S1 of the double pinion type planetary gear line G1 is connected to the input shaft 1, and a carrier C1 is fixed and held. In a velocity diagram of the planetary gear transmission, among first to fifth rotational members composing the velocity diagram, the third and fifth rotational members are connected to the input shaft 1, and the fourth rotational member is connected to an output gear 2.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY



## ⑫ 公開特許公報(A)

平4-125345

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>

F 16 H 3/66

識別記号

B

庁内整理番号

9030-3J

⑬ 公開 平成4年(1992)4月24日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全30頁)

⑭ 発明の名称 遊星歯車変速機

⑯ 特 願 平2-245167

⑰ 出 願 平2(1990)9月14日

⑱ 発 明 者 堀 田 高 司 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑲ 発 明 者 森 田 由 紀 夫 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑲ 発 明 者 小 島 洋 一 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑲ 発 明 者 菊 池 公 彦 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑳ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉑ 代 理 人 弁理士 大西 正 悟  
最終頁に続く

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

遊星歯車変速機

## 2. 特許請求の範囲

1) それぞれサンギヤ要素、キャリア要素およびリングギヤ要素を有してなる3組の遊星歯車列を同軸上に配設し、前記各遊星歯車列の2つの要素をそれぞれ他の前記遊星歯車列の要素に直接もしくは係脱可能に連結し、入力部材から出力部材までの動力伝達経路を設定するための3つのクラッチ手段および2つのブレーキ手段を有してなる遊星歯車変速機であって、

前記3組の遊星歯車列のうちの少なくとも1つの遊星歯車列がダブルピニオン式遊星歯車列であり、且つ、このダブルピニオン式遊星歯車列のサンギヤ要素が前記入力部材に連結されるとともにキャリア要素が固定保持され、

前記要素の連結により一体回転する前記要素を1つの回転部材として表した前記遊星歯車変速機の速度線図において、この速度線図を構成する第

1～第5回転部材のうち、第3回転部材および第5回転部材を入力部材に連結し、第4回転部材を出力部材に連結したことを特徴とする遊星歯車変速機。

2) それぞれサンギヤ要素、キャリア要素およびリングギヤ要素を有してなる3組の遊星歯車列を同軸上に配設し、前記各遊星歯車列の2つの要素をそれぞれ他の前記遊星歯車列の要素に直接もしくは係脱可能に連結し、入力部材に連結された前記要素から出力部材に連結された前記要素までの動力伝達経路を設定するための3つのクラッチ手段および2つのブレーキ手段を有してなる遊星歯車変速機であって、

前記3組の遊星歯車列のうちの少なくとも1つの遊星歯車列がダブルピニオン式遊星歯車列であり、且つ、このダブルピニオン式遊星歯車列のキャリア要素が前記入力部材に連結されるとともにサンギヤ要素が固定保持され、

前記要素の連結により一体回転する前記要素を1つの回転部材として表した前記遊星歯車変速機

の速度線図において、この速度線図を構成する第1～第5回転部材のうち、第3回転部材および第5回転部材を入力部材に連結し、第4回転部材を出力部材に連結したことを特徴とする遊星歯車変速機。

### 3. 発明の詳細な説明

#### イ. 発明の目的

##### (産業上の利用分野)

本発明は3組の遊星歯車列の各2要素を連結して一体に構成した遊星歯車変速機に関する。

##### (従来の技術)

遊星歯車変速機は自動車の自動変速機用等として広く用いられている。従来の遊星歯車変速機は、ラビニヨ歯車列、シンプソン歯車列等のように2組の遊星歯車を一体に組合わせて構成した変速機が多く、この場合には、変速段としては前進4速までのものが一般的であった。しかしながら、走行特性の向上等を目的として変速段の多段化の要求があり、このため、従来から前進5速以上の変速段を有する変速機が提案され、一部実用化されている。

このような多段化された変速機としては、例えば、特開昭63-318349号公報、実開昭61-103654号公報に開示の変速機がある。この変速機においては、2組の遊星歯車列にそれ

ぞれ3つのクラッチおよびブレーキを組合わせて前進6段、後進1段の変速機を構成している。このような構成の変速機の場合には、遊星歯車列は従来と同様に2組で良く、従来の変速機と部品の共通化が図れるといった利点がある。しかし、この変速機においては、同時に2つの係合手段（クラッチもしくはブレーキ）の係合を解除するとともに別の2つの係合手段に係合させるという操作が必要となる変速が生じるのが避けられず、変速制御が複雑となるという問題がある。

例えば、上記公報に開示の変速機の場合には、2速から3速への変速もしくはこれと逆の変速に際して1つのクラッチおよび1つのブレーキの係合を解除するとともに、これらとは別のクラッチおよびブレーキに係合させる必要がある。

一方、例えば、特開昭59-222644号公報、特開平1-320361号公報、同1-320361号公報等には、3組の遊星歯車列を有した変速機が提案されている。この提案の変速機では、各遊星歯車列における2つの要素をそれぞれ

他の遊星歯車列の要素に機械的に連結し、これに3つもしくは4つのクラッチおよび3つのブレーキを取り付け、これら係合手段（クラッチおよびブレーキ）の作動制御により前進5速、後進1速の遊星歯車変速機を構成している。このような構成の変速機では、所定の2つの係合手段に係合させることにより各速度段の設定を行うようになり、さらに、前進5速の間での隣り合う全ての変速を、1つの係合手段の係合を解除するとともに別の1つの係合手段に係合させて行うことができ、上述のように制御が複雑になるという問題は生じない。

##### (発明が解決しようとする課題)

しかしながら、上記のような3組の遊星歯車列を用いた遊星歯車変速機においては、その速度段の設定のために、多数の（6～7つの）係合手段が必要である。このため、変速機が大型化し、その構造が複雑化するという問題があり、且つ、この係合手段での回転抵抗のため変速機の動力伝達効率が低下するという問題がある。さらに、上記

の構成の遊星歯車変速機においては、ある速度段（例えば、LOWレンジ、2NDレンジ）等において、キャリアに支持されているプラネタリビニオンの回転が入力部材の回転よりかなり高くなり（例えば、入力回転の5～6倍の回転となり）、このプラネタリビニオンの潤滑不足が問題となることがある。

本発明はこのような問題に鑑み、クラッチ、ブレーキ等の係合手段をできる限り少なくすることができ、且つプラネタリビニオンの過回転の問題が生じないような構成の遊星歯車変速機を提供することを目的とする。

#### ロ．発明の構成

（課題を解決するための手段）

このような目的達成のため、本発明に係る第1の遊星歯車変速機においては、入力部材から出力部材までの動力伝達経路を設定するため、3つのクラッチ手段および2つのブレーキ手段を配設しており、変速機を構成する3組の遊星歯車列のうち、少なくとも1つの遊星歯車列をダブルビニ

オン式遊星歯車列から構成し、且つ、このダブルビニオン式遊星歯車列のサンギヤ要素を入力部材に連結するとともにキャリア要素を常時固定保持することにより、このビニオンの回転数を低く抑えることができ、ビニオンの過回転の問題が無い。なお、このダブルビニオン式遊星歯車列のキャリア要素を入力部材に連結するとともにサンギヤ要素を常時固定保持するように構成しても良く、この場合にもこのビニオンの回転数を低く抑えることができる。

#### （実施例）

以下、図面に基いて本発明に係る遊星歯車変速機の具体的な構成について説明する。

まず、第1図に本発明の第1の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。この変速機は、同軸上に並列に配置された第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3を有する。

ン式遊星歯車列から構成し、且つ、このダブルビニオン式遊星歯車列のサンギヤ要素を入力部材に連結するとともにキャリア要素を固定保持しており、さらに、この遊星歯車変速機の変速機において、速度線図を構成する第1～第5回転部材のうち、第3回転部材および第5回転部材を入力部材に連結し、第4回転部材を出力部材に連結している。

また、本発明に係る第2の遊星歯車変速機も上記第1の遊星歯車変速機とはほぼ同様の構成であるが、入力部材に連結されるダブルビニオン式遊星歯車列のキャリア要素を入力部材に連結し、サンギヤ要素を固定保持している点が第1の変速機と異なる。

（作用）

上記構成の遊星歯車変速機の場合には、3つのクラッチ手段および2つのブレーキ手段、すなわち合計5つの係合手段を用いるだけであり、従来の3組の遊星歯車列からなる遊星歯車変速機に比べて係合手段の必要数が少ない。このため、係合

各遊星歯車列はそれぞれ、中央に位置する第1～第3サンギヤS1、S2、S3と、これら第1～第3サンギヤに噛合してその回りを自転しながら公転する第1～第3プラネタリビニオンP1、P2、P3と、このビニオンを回転自在に保持してビニオンの公転と同一回転する第1～第3キャリアC1、C2、C3と、上記ビニオンと噛合する内歯を有した第1～第3リングギヤR1、R2、R3とから構成される。但し、第1遊星歯車列G1および第2遊星歯車列G2はダブルビニオン式遊星歯車列であり、第1ビニオンP1および第2ビニオンP2は、図示のようにそれぞれ2個のビニオンギヤP11、P12およびP21、P22から構成される。

第1サンギヤS1は入力軸1に常時連結され、第1キャリアC1は常時固定されている。第1リングギヤR1は第2クラッチK2を介して第2サンギヤS2に連結され、さらに第2サンギヤS2は第2ブレーキB2により固定保持可能となっている。第2キャリアC2は第3キャリアC3と直

結されるとともに出力ギヤ2に連結されており、第2キャリアC2および第3キャリアC3の回転が変速機の出回転となる。第2リングギヤR2は第3リングギヤR3と直結され、これら両リングギヤR2、R3は一体となって第1ブレーキB1により固定保持可能であり、且つ第1クラッチK1を介して入力軸1と係脱自在に連結されている。第3サンギヤS3は第3クラッチK3を介して入力軸1と係脱自在に連結されている。

以上のようにして各要素(第1～第3サンギヤS1～S3、第1～第3キャリアC1～C3および第1～第3リングギヤS1～S3)、入力軸1および出力ギヤ2を連結して構成した変速機において、第1～第3クラッチK1～K3および第1、第2ブレーキB1、B2の係脱制御を行うことにより、変速段の設定および変速制御を行うことができる。具体的には、第2図の表に示すように、係脱制御を行えば、前進5速(LOW, 2ND, 3RD, 4THおよび5TH)、後進1速(REV)を設定できる。なお、各速度レンジで

およびリングギヤの歯数の逆数に比例する。

例えば、第3遊星歯車列G3の場合には、3本の縦線は、右から順に、第3サンギヤS3、第3キャリアC3、第3リングギヤR3に対応し、各縦線の上方への長さが前進方向の回転数 $n$ を示す。また、第3サンギヤS3を示す縦線と第3キャリアC3を示す縦線との間隔“a”は、第3サンギヤS3の歯数 $Z_s$ の逆数( $=1/Z_s$ )に対応し、第3キャリアC3を示す縦線と第3リングギヤR3を示す縦線との間隔“b”は、第3リングギヤR3の歯数 $Z_r$ の逆数( $=1/Z_r$ )に対応する。このため、第3クラッチK3を係合して第3サンギヤS3を入力軸1と同一の回転数 $n$ で回転し、第3リングギヤR3を第1ブレーキB1により固定保持すると、両状態を示す点AとBとを結ぶ線Cと第3キャリアC3を示す縦線との交点の回転数 $n_c$ が第3キャリアC3の回転数となる。

第1および第2遊星歯車列G1、G2についても上記と同様である。しかしながら、これら両歯

の減速比(レシオ)は、各ギヤの歯数により変化するが、第2図にこのレシオの一例を参考として示している。

この表から分かるように、前進側5速(LOW～5TH)の各速度レンジはクラッチ、ブレーキ(これらを係合手段と称する)の内の2つを係合させて設定される。また、隣り合う変速レンジ間での変速に際しては、これら2つの係合手段のうちの1つを解放し、別の1つの係合手段を係合させて行うようになっており、2つの係合手段の同時解放もしくは同時係合を行うことはない。このため、変速制御が簡単である。

このような構成の遊星歯車変速機における各要素の速度の関係を示す速度線図を第3図に示している。

第3図の速度線図では、第1～第3遊星歯車列G1～G3毎に分けて線図を示しており、各遊星歯車列に対応する線図において、各縦線がその構成要素を示すとともに縦線の長さが回転数に対応する。各縦線の間隔は、サンギヤの歯数の逆数お

車列G1、G2はともにダブルベニオン式の遊星歯車列であるので、サンギヤに対するリングギヤの回転方向がシングルベニオン式の遊星歯車列の場合と逆になる。このため、速度線図においては、シングルベニオン式である第3遊星歯車列G3の場合には、キャリアC3を示す縦線の両側にサンギヤS3とリングギヤR2を示す縦線が位置するが、ダブルベニオン式である第1および第2遊星歯車列G1、G2の場合には、それぞれ、キャリアC1、C2を示す縦線の片側にサンギヤS1、S2およびリングギヤR1、R2を示す縦線が位置する。但し、各縦線の間隔の関係は上記の説明の通りであり、サンギヤおよびリングギヤの歯数の逆数に対応する。

この速度線図に示した各要素(サンギヤ、キャリアおよびリングギヤ)の連結関係を第4図に示している。この図から良く分かるように、第1キャリアC1が単体で第1回転部材を構成し、第1リングギヤR1と第2サンギヤS2とが連結されて第2回転部材を構成し、第2リングギヤR2

と第3リングギヤR<sub>3</sub>とが連結されて第3回転部材を構成し、第2キャリアC<sub>2</sub>と第3キャリアC<sub>3</sub>とが連結されて第4回転部材を構成し、第1サンギヤS<sub>1</sub>と第3サンギヤS<sub>3</sub>とが連結されて第5回転部材を構成する。このため、第3図および第4図から分かるように、第3および第5回転部材が直接もしくは係脱可能に入力軸1に連結され、第4回転部材が出力ギヤ2に連結される。

なお、第4図には、サンギヤの歯数( $Z_s$ )とリングギヤの歯数( $Z_r$ )との比 $\lambda$ (但し、 $\lambda = Z_s / Z_r$ )も示している。この比は、サンギヤおよびリングギヤの大きさ、並びに両ギヤの間の寸法すなわちプランタリビニオンの大きさの関係を示し、遊星歯車列が物理的に成立するには、この比 $\lambda = 0.3 \sim 0.6$ とする必要がある。

次に、速度線図を用いて各速度レンジ毎に入力軸1の回転に対する出力ギヤ2の回転の比、すなわち、減速比(レシオ)を作図により求める。

なお、本例の変速機においては、速度レンジの如何に拘らず第1遊星歯車列G<sub>1</sub>の第1サンギヤ

列G<sub>2</sub>、G<sub>3</sub>と連結されるだけとなる。

ここで、入力軸1の回転数を $n$ とすると、この入力軸1に連結する第3サンギヤS<sub>3</sub>の回転数も $n$ であり、第2および第3リングギヤR<sub>2</sub>、R<sub>3</sub>は第1ブレーキB<sub>1</sub>により固定されているため、両状態を表す点を結ぶ点線直線L<sub>1</sub>と第2および第3キャリアC<sub>2</sub>、C<sub>3</sub>を示す縦線との交点の回転数 $n$ 、がこれらキャリアC<sub>2</sub>、C<sub>3</sub>に連結された出力ギヤ2の回転数となる。

なお、従来の遊星歯車変速機の場合には、第2クラッチK<sub>2</sub>がなくこの部分が直結されており、このため、第1～第3遊星歯車列が速度線図上で一体となり、第5図で2点鎖線で表される構成であった。この場合には、第1キャリアC<sub>1</sub>の回転は直線L<sub>1</sub>の延長線(2点鎖線)との交点の回転数 $n_{11}$ となり、この第1キャリアC<sub>1</sub>の回転方向は第1サンギヤS<sub>1</sub>の回転方向と逆の方向であり、このため、第1キャリアC<sub>1</sub>に回転自在に保持された第1ビニオンP<sub>1</sub>(P<sub>11</sub>、P<sub>12</sub>)の回転数が過回転となりこの部分の潤滑不足が生じ

S<sub>1</sub>が入力軸1に常時連結されてこれと同一の回転数 $n$ で回転し、第1キャリアC<sub>1</sub>が常時固定される。このため、両状態を示す点を結んだ点線直線L<sub>1</sub>と第1リングギヤR<sub>1</sub>を示す縦線との交点の回転数 $n$ が第1リングギヤR<sub>1</sub>の回転数であり、第1リングギヤR<sub>1</sub>は速度レンジの如何に拘らず常時この回転数 $n$ で回転する。

まず、LOWレンジの場合には、第3クラッチK<sub>3</sub>および第1ブレーキB<sub>1</sub>が係合される。この場合、第2遊星歯車列G<sub>2</sub>と第3遊星歯車列G<sub>3</sub>とは両リングギヤR<sub>2</sub>、R<sub>3</sub>同士および両キャリアC<sub>2</sub>、C<sub>3</sub>同士がそれぞれ機械的に連結されているため、すなわち、各2要素が機械的に連結されているため、一体の遊星歯車となり、速度線図も第5図に示すように合体して表すことができる。しかしながら、第2クラッチK<sub>2</sub>が解放されているため、第1遊星歯車列G<sub>1</sub>は、上記一体になった第2および第3遊星歯車列G<sub>2</sub>、G<sub>3</sub>とは分離され、第1遊星歯車列G<sub>1</sub>の1つの要素(第1サンギヤS<sub>1</sub>)のみが第2および第3遊星歯車

るおそれがあるという問題があった。具体的には、第2図に示したレシオとなるような設定の場合には、第1ビニオンの回転数は入力軸1の回転数 $n$ の約6倍となる。

これに対して、本例の場合には、第1キャリアC<sub>1</sub>は固定されるため、第1ビニオンP<sub>1</sub>の回転数はこれよりずっと小さくなり、例えば、第2図のレシオ設定の場合には、第1ビニオンP<sub>1</sub>の回転数は入力軸1の回転数 $n$ の約2.0倍となる。このため、第1ビニオンP<sub>1</sub>の潤滑不足のおそれほとんどない。特に、本例の場合には、第1ビニオンP<sub>1</sub>を回転自在に支持する第1キャリアC<sub>1</sub>が固定保持されており、第1ビニオンP<sub>1</sub>の回転部への潤滑油供給が行い易いという利点がある。

次に、2ND(2速)レンジのときには、第3クラッチK<sub>3</sub>は係合のまま、第1ブレーキB<sub>1</sub>が開放され、代わりに第2ブレーキB<sub>2</sub>が係合される。これにより第3サンギヤS<sub>3</sub>が入力軸1と同一の回転数 $n$ で回転され、第2サンギヤS<sub>2</sub>が固

定保持される。このときには、両状態を示す点を結ぶ点線直線 $L_2$ と第2および第3キャリア $C_2$ 、 $C_3$ を示す縦線との交点の回転数 $n_a$ がこれらキャリア $C_2$ 、 $C_3$ に連結された出力ギヤ2の回転数となる。

3RD(3速)レンジのときには、第3クラッチ $K_3$ は係合のまま、第1ブレーキ $B_1$ が開放され、代わりに第2クラッチ $K_2$ が係合される。この場合にも、第3サンギヤ $S_3$ が入力軸1と同一の回転数 $n$ で回転される。一方、第2サンギヤ $S_2$ は第1リングギヤ $R_1$ と第2クラッチ $K_2$ により連結されるため、第2サンギヤ $S_2$ は第1リングギヤ $R_1$ と同一の回転数 $n$ で回転される。このため、両状態を示す点を結ぶ点線直線 $L_3$ と第2および第3キャリア $C_2$ 、 $C_3$ を示す縦線との交点の回転数 $n_a$ がこれらキャリア $C_2$ 、 $C_3$ に連結された出力ギヤ2の回転数となる。

4TH(4速)レンジのときには、第3クラッチ $K_3$ は係合のまま、第2クラッチ $K_2$ が開放され、代わりに第1クラッチ $K_1$ が係合される。こ

る。

REV(後進)レンジのときには、第2クラッチ $K_2$ が係合され、且つ第1ブレーキ $B_1$ が係合される。この場合には、第2サンギヤ $S_2$ は第1リングギヤ $R_1$ と第2クラッチ $K_2$ により連結されるため、第2サンギヤ $S_2$ は第1リングギヤ $R_1$ と同一の回転数 $n$ で回転され、第2および第3リングギヤ $R_2$ 、 $R_3$ が固定保持される。このため、両状態を示す点を結ぶ点線直線 $L_4$ と第2および第3キャリア $C_2$ 、 $C_3$ を示す縦線との交点の回転数 $n_a$ がこれらキャリア $C_2$ 、 $C_3$ に連結された出力ギヤ2の回転数となる。

以上のようにして入力軸1の回転 $n$ に対する出力ギヤ2の回転を求めることができるのであるが、この速度線図を一体にして第8A図に示している。この図において5本の縦線①～⑤が第1～第5回転部材を表し、各縦線の間隔 $d_1 \sim d_4$ は、各速度レンジのレシオが決まれば一義的に決まる。例えば、第2図のレシオ設定の場合には各縦線の間隔 $d_1 \sim d_4$ は、

のため、第1～第3遊星歯車列 $G_1 \sim G_3$ 全体が一体になって入力軸1と同一回転する。線図上では、第3サンギヤ $S_3$ と、第2および第3リングギヤ $R_2$ 、 $R_3$ が入力軸1と同一の回転数 $n$ で回転し、横に延びた実線直線 $L_4$ と第2および第3キャリア $C_2$ 、 $C_3$ を示す縦線との交点の回転数 $n_a$ ( $=n$ )がこれらキャリア $C_2$ 、 $C_3$ に連結された出力ギヤ2の回転数となる。

5TH(5速)レンジのときには、第1クラッチ $K_1$ は係合のまま、第3クラッチ $K_3$ が開放され、第2クラッチ $K_2$ が係合される。この場合には、第2および第3リングギヤ $R_2$ 、 $R_3$ が入力軸1と同一の回転数 $n$ で回転される。一方、第2サンギヤ $S_2$ は第1リングギヤ $R_1$ と第2クラッチ $K_2$ により連結されるため、第2サンギヤ $S_2$ は第1リングギヤ $R_1$ と同一の回転数 $n$ で回転される。このため、両状態を示す点を結ぶ点線直線 $L_5$ と第2および第3キャリア $C_2$ 、 $C_3$ を示す縦線との交点の回転数 $n_a$ がこれらキャリア $C_2$ 、 $C_3$ に連結された出力ギヤ2の回転数とな

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 =$$

$$455 : 111 : 149 : 286$$

となる。

この場合、第1遊星歯車列 $G_1$ は、第1回転部材①、第2回転部材②、および第5回転部材⑤から構成される。ここで、この第1遊星歯車列 $G_1$ を例えばシングルピニオン式遊星歯車列で構成する場合を考える。この場合には、第6B図に示すように、第1回転部材①がリングギヤ、第2回転部材②がキャリア、第5回転部材⑤がサンギヤとなる。このときのサンギヤおよびリングギヤの歯数の逆数に対応する各縦線の間隔 $a_1$ 、 $b_1$ は、第8A図の各縦線の間隔 $d_1 \sim d_4$ から、

$$a_1 : b_1 = 455 : 546$$

となり、このときのサンギヤとリングギヤとの歯数の比 $\lambda$ は、 $\lambda = 0.833$ となる。この値は、遊星歯車列が構成可能な条件、すなわち、 $0.3 < \lambda < 0.6$ に反するため、本例の場合には、第1遊星歯車列 $G_1$ にシングルピニオン式遊星歯車列を用いることができない。



次に、この第1遊星歯車列G1を本例のようにダブルピニオン式遊星歯車列から構成する場合について考える。この場合には、第6C図に示すように、第1回転部材①がキャリア、第2回転部材②がリングギヤ、第5回転部材⑤がサンギヤとなる。このときのサンギヤおよびリングギヤの歯数の逆数に対応する各縦線の間隔 $a_2$ 、 $b_2$ は、第6A図の各縦線の間隔 $d_1 \sim d_4$ から、

$$a_2 : b_2 = 1000 : 455$$

となり、このときのサンギヤとリングギヤとの歯数の比 $\lambda$ は、 $\lambda = 0.455$ となる。この値は、遊星歯車列が構成可能な条件、すなわち、 $0.3 < \lambda < 0.6$ に合致し、このことから分かるように、第1遊星歯車列G1はダブルピニオン式遊星歯車列でなければならない。

なお、第6D図に示すように、第1回転部材①がサンギヤ、第2回転部材②がリングギヤ、第5回転部材⑤がキャリアとなるような構成のダブルピニオン式遊星歯車列としても良い。このときのサンギヤおよびリングギヤの歯数の逆数に対応す

る各縦線の間隔 $a_3$ 、 $b_3$ は、第6A図の各縦線の間隔 $d_1 \sim d_4$ から、

$$a_3 : b_3 = 1000 : 545$$

となり、このときのサンギヤとリングギヤとの歯数の比 $\lambda$ は、 $\lambda = 0.545$ となる。この値も、遊星歯車列が構成可能な条件、すなわち、 $0.3 < \lambda < 0.6$ に合致する。

以上においては、本発明に係る遊星歯車変速機の1例を説明したが、本発明に係る遊星歯車変速機としては他にも種々の構成のものがあつて、それを以下に説明する。

第7図に本発明の第2の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。なお、本図を含む以下のスケルトン図においては、回転中心線より上側の半断面構成のみを示す。この変速機も、同軸上に並列に配置された第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3を有し、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルピニオン式遊星歯車列であり、第3遊星歯車列G3がシングルピニオン式遊星歯車列である。

ジの設定を行うことができる。

この変速機における速度線図を第8図に示し、各要素の連結関係を第10図に示している。本例の変速機の場合には、第1サンギヤS1が第1回転部材を構成し、第1リングギヤR1、第2サンギヤS2および第3リングギヤR3が連結されて第2回転部材を構成し、第2リングギヤR2および第3キャリアC3が連結されて第3回転部材を構成し、第2キャリアC2単体で第4回転部材を構成し、第1キャリアC1および第3サンギヤS3が連結されて第5回転部材を構成している。そして、この変速機においても第3および第5回転部材が入力軸1に連結され、第4回転部材が出力ギヤ2に連結される。

本例の場合にも、第1遊星歯車列G1は第6A図から第6D図において説明したように、遊星歯車列の成立性の問題から、ダブルピニオン式遊星歯車列が用いられている。ここで、第1サンギヤS1が常時固定で第1キャリアC1が常時入力軸1に連結されているため、第1リングギヤR1の

この変速機においては、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第6D図に示したような構成となっている。第1リングギヤR1は第2クラッチK2を介して第2サンギヤS2と連結される。第2サンギヤS2は、第2ブレーキB2により固定保持可能であり、さらに、第3クラッチK3を介して第3リングギヤR3に連結されている。第2キャリアC2は出力ギヤ2に直結されている。第2リングギヤR2は第3キャリアC3と直結されており、これら第2リングギヤR2および第3キャリアC3は第1ブレーキB1により固定保持可能であるとともに第1クラッチK1を介して入力軸1に連結されている。第3サンギヤS3は入力軸1に常時連結されている。

以上のように構成した変速機において、第8図に示すように、第1～第3クラッチK1～K3および第1、第2ブレーキB1、B2の係脱制御を行うことにより、前進5速、後進1速の速度レン

回転は、速度レンジの如何に拘らず、常に入力軸1と同方向で $n_0$ である。このため、本例の場合にも第1ピニオンP1が過回転となることは無い。具体的には、第8図のレシオ設定の場合には、第1ピニオンP1の回転数は入力軸1の回転数の約2.5倍となる。

なお、本変速機においても速度線図を用いて各速度レンジでの減速レシオを作図により求めることができるが、その手順は第1の実施例と同様であるので、その説明は省略する。

第11図に第3の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。この遊星歯車変速機は、第7図に示した第2の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、他の構成は同一である。具体的には、第1サンギヤS1が入力軸1に常時連結され、第1キャリアC1が常時固定保持される点が第2の実施例の変速機と異なる。

このため、第12図に示すように、第1回転部材が第1キャリアC1により構成され、第5回転

に、第3クラッチK3を介して第3リングギヤR3に連結されている。第2サンギヤS2は出力ギヤ2に直結されている。第2リングギヤR2は第3キャリアC3と直結されており、これら第2リングギヤR2および第3キャリアC3は第1ブレーキB1により固定保持可能であるとともに第1クラッチK1を介して入力軸1に連結されている。第3サンギヤS3は入力軸1に常時連結されている。

以上のように構成した変速機において、第14図に示すように、第1～第3クラッチK1～K3および第1、第2ブレーキB1、B2の係脱制御を行うことにより、前進5速、後進1速の速度レンジの設定を行うことができる。

この変速機における速度線図を第15図に示し、各要素の連結関係を第16図に示している。本例の変速機の場合には、第1サンギヤS1が第1回転部材を構成し、第1リングギヤR1、第2キャリアC2および第3リングギヤR3が連結されて第2回転部材を構成し、第2リングギヤR2

部材が第1サンギヤS1および第3サンギヤS3により構成される。当然ながら、第1遊星歯車G1の速度線図も異なり、第2の実施例の場合は第8D図に対応する構成であったが、本例(第3の実施例)の場合は第6C図に対応する構成となる。

第13図に本発明の第4の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。この変速機も、同軸上に並列に配置された第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3を有し、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルピニオン式遊星歯車列であり、第3遊星歯車列G3がシングルピニオン式遊星歯車列である。

この変速機においては、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第8D図に示したような構成となっている。第1リングギヤR1は第2クラッチK2を介して第2キャリアC2と連結される。第2キャリアC2は、第2ブレーキB2により固定保持可能であり、さら

および第3キャリアC3が連結されて第3回転部材を構成し、第2サンギヤS2単体で第4回転部材を構成し、第1キャリアC1および第3サンギヤS3が連結されて第5回転部材を構成している。

第17図に第5の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。この遊星歯車変速機は、第13図に示した第4の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、他の構成は同一である。具体的には、第18図に示すように、第1回転部材が第1キャリアC1により構成され、第5回転部材が第1サンギヤS1および第3サンギヤS3により構成される。なお、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成となる。

第19図に本発明の第8の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。この変速機も、同軸上に並列に配置された第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3を有し、これら全ての歯車列G1、G2、G3がダブルピニオン

式遊星歯車列である。

この遊星歯車変速機においては、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第6D図に示したような構成となっている。第1リングギヤR1は第2クラッチK2を介して第2サンギヤS2と連結される。第2サンギヤS2は、第2ブレーキB2により固定保持可能であり、さらに、第3クラッチK3を介して第3キャリアC3に連結されている。第2キャリアC2は出力ギヤ2に直結されている。第2リングギヤR2は第3リングギヤR3と直結されており、これら第2および第3リングギヤR2、R3は第1ブレーキB1により固定保持可能であるとともに第1クラッチK1を介して入力軸1に連結されている。第3サンギヤS3は入力軸1に常時連結されている。

以上のように構成した変速機において、第20図に示すように、第1～第3クラッチK1～K3および第1、第2ブレーキB1、B2の係脱制御

星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成となる。

第25図に本発明の第8の実施例を示している。この変速機においては、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。この遊星歯車変速機においては、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第6D図に示したような構成となっている。これら遊星歯車列を構成する各要素は図示のように連結されている。

このように構成した変速機において、第20図と同様に、第1～第3クラッチK1～K3および第1、第2ブレーキB1、B2の係脱制御を行うことにより、前進5速、後進1速の速度レンジの設定を行うことができる。なお、以下の実施例でのクラッチ、ブレーキの係合制御と速度レンジとの関係は全て第20図と同様である。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第26図に示しており、図示のよう

を行うことにより、前進5速、後進1速の速度レンジの設定を行うことができる。

この変速機における速度線図を第21図に示し、各要素の連結関係を第22図に示している。本例の変速機の場合には、第1サンギヤS1が第1回転部材を構成し、第1リングギヤR1、第2サンギヤS2および第3キャリアC3が連結されて第2回転部材を構成し、第2および第3リングギヤR2、R3が連結されて第3回転部材を構成し、第2キャリアC2単体で第4回転部材を構成し、第1キャリアC1および第3サンギヤS3が連結されて第5回転部材を構成している。

第23図に第7の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンを示している。この遊星歯車変速機は、第19図に示した第6の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、他の構成は同一である。具体的には、第24図に示すように、第1回転部材が第1キャリアC1により構成され、第5回転部材が第1サンギヤS1および第3サンギヤS3により構成される。なお、第1遊

に各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第27図および第28図に第9の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第8の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、この第1遊星歯車列の速度線図は第6C図に対応する構成となっている。

第29図に本発明の第10の実施例を示している。この変速機においても、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第30図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第31図および第32図に第11の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第10の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、この第1遊星歯車列G1の速度線図は第6C図に対応する構成となる。

第33図に本発明の第12の実施例を示している。この変速機においても、全ての歯車列G1, G2, G3がダブルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第34図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第35図および第36図に第13の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第

成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第41図に本発明の第16の実施例を示している。この変速機では、第1および第2遊星歯車列G1, G2がダブルビニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がシングルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第42図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第43図および第44図には第17の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第16の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、この第1遊星歯車G1の速

度線図は第6C図に対応する構成となる。

第37図に本発明の第14の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1, G2がダブルビニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がシングルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第38図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第39図および第40図に第15の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第14の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構

成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第45図に本発明の第18の実施例を示している。この変速機では、第1、第2および第3遊星歯車列G1, G2, G3の全てがダブルビニオン式遊星歯車列である。この遊星歯車変速機においては、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成である。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第46図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第47図および第48図に第19の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第18の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第49図に本発明の第20の実施例を示してい

る。この変速機においても、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第50図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第51図および第52図に第21の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第20の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第53図に本発明の第22の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルビニオン式遊星歯車列

列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第58図に示している。

第59図および第60図に第25の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第24の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第61図に本発明の第26の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルビニオン式遊星歯車列であり、第3遊星歯車列G3がシングルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第62図に示している。

で、第3遊星歯車列G3がシングルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1の第1サンギヤS1が常時固定保持され、第1キャリアC1が入力軸1に常時連結されており、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。

この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第54図に示しており、図示のように各要素が連結されて第1～第5回転部材が構成される。

第55図および第56図に第23の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第22の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第57図に本発明の第24の実施例を示している。この変速機においては、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車

第63図および第64図に第27の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第26の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第65図に本発明の第28の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルビニオン式遊星歯車列であり、第3遊星歯車列G3がシングルビニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第66図に示している。

第67図および第68図に第29の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第28の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第69図に本発明の第30の実施例を示している。この変速機においては、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第70図に示している。

第71図および第72図に第31の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第30の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第73図に本発明の第32の実施例を示している。この変速機においても、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第74図に示している。

この変速機においても、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第82図に示している。

第83図および第84図に第37の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第36の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第85図に本発明の第38の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルピニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がシングルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第86図に示している。

第75図および第76図に第33の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第32の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第77図に本発明の第34の実施例を示している。この変速機においても、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第78図に示している。

第79図および第80図に第35の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第34の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第81図に本発明の第36の実施例を示してい

第87図に本発明の第39の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルピニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がシングルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第88図に示している。

第89図および第90図に第40の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第39の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第91図に本発明の第41の実施例を示している。この変速機においては、第1遊星歯車列G1がダブルピニオン式遊星歯車列で、第2遊星歯車列G2がシングルピニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示

したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第92図に示している。

本例における第2および第3遊星歯車列G2、G3を第93図に示すようにラビニヨ式遊星歯車列で構成することもできる。この第42の実施例の場合には、両歯車列G2、G3のサンギヤS23が共通であり、ロングピニオンギヤP<sub>L</sub>とショートピニオンギヤP<sub>S</sub>とが図示のように啮合しており、両ピニオンギヤP<sub>L</sub>、P<sub>S</sub>が1つの共通キャリアC23により回転自在に保持されている。このため、本例では、共通サンギヤS23と共通キャリアC23とロングピニオンP<sub>L</sub>と第2リングギヤR2により第2遊星歯車列G2が、また、共通サンギヤS23と共通キャリアC23とロングピニオンP<sub>L</sub>とショートピニオンP<sub>S</sub>と第3リングギヤR3により第3遊星歯車列G3が構成される。

第94図および第95図に第43の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関

は第8C図に対応する構成である。

第101図に本発明の第47の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルピニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がシングルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第8D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第102図に示している。

第103図および第104図に第48の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第47の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第8C図に対応する構成である。

第105図に本発明の第49の実施例を示している。この変速機においては、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第8D図に示したような構成となっ

て示している。この遊星歯車変速機は、上記第41の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第8C図に対応する構成である。

なお、本例においても、第2および第3遊星歯車列G2、G3を第96図に示すようにラビニヨ式遊星歯車列とした第44の実施例を構成することもできる。

第97図に本発明の第45の実施例を示している。この変速機においては、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第8D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第98図に示している。

第99図および第100図に第46の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第45の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図

は第8C図に対応する構成である。

第107図および第108図に第50の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第49の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第8C図に対応する構成である。

第109図に本発明の第51の実施例を示している。この変速機においては、第1および第2遊星歯車列G1、G2がダブルピニオン式遊星歯車列で、第3遊星歯車列G3がシングルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第8D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第110図に示している。

第111図および第112図に第52の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上

記第51の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

第113図に本発明の第53の実施例を示している。この変速機においては、第1、第2および第3遊星歯車列G1、G2、G3の全てがダブルピニオン式遊星歯車列である。なお、第1遊星歯車列G1は第6D図に示したような構成となっている。また、この変速機における速度線図に対応する各要素の連結関係を第114図に示している。

第115図および第116図に第54の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトンおよび要素連結関係を示している。この遊星歯車変速機は、上記第53の実施例に対して、第1遊星歯車列G1の構成のみが異なり、第1遊星歯車G1の速度線図は第6C図に対応する構成である。

#### ハ. 発明の効果

以上説明したように、本発明によれば、3組の遊星歯車列に3つのクラッチ手段および2つのブ

レーキ手段、すなわち合計5つの係合手段を用いて動力伝達経路の切換設定を行い、前進5速の速度レンジの設定が可能であり、従来の3組の遊星歯車列からなる遊星歯車変速機に比べて係合手段の必要数が少なくすることができる。このため、係合手段での摩擦抵抗による動力伝達ロスが小さく、変速機全体としての動力伝達効率を向上させることができる。

また、入力部材に連結される遊星歯車列をダブルピニオン式遊星歯車列から構成し、且つ、このダブルピニオン式遊星歯車列のサンギヤ要素を入力部材に連結するとともにキャリア要素を常時固定保持することにより、このピニオンの回転数を低く抑えることができ、ピニオンの過回転による潤滑不足の問題を抑えることができる。なお、このダブルピニオン式遊星歯車列のキャリア要素を入力部材に連結するとともにサンギヤ要素を常時固定保持するように構成しても良く、この場合にもこのピニオンの回転数を低く抑えることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の第1の実施例に係る遊星歯車変速機の構成を示すスケルトン図、

第2図はこの変速機の係合手段の係合と速度レンジとの関係を示す表図、

第3図、第5図および第8A～8D図はこの変速機の速度線図、

第4図はこの変速機における各回転部材を構成する要素の連結関係を示す表図、

第7図、第11図、第13図、第17図および第19図は本発明の第2～第8の実施例に係る変速機のスケルトン図、

第8図、第14図および第20図はこれら変速機の係合手段の係合と速度レンジとの関係を示す表図、

第9図、第15図および第21図はこれら変速機の速度線図、

第10図、第12図、第16図、第18図および第22図はこれら変速機における各回転部材を構成する要素の連結関係を示す表図、

第23図～第116図は本発明の第7～第54の実施例に係る遊星歯車変速機のスケルトン図および回転部材を構成する要素の連結関係を示す表図である。

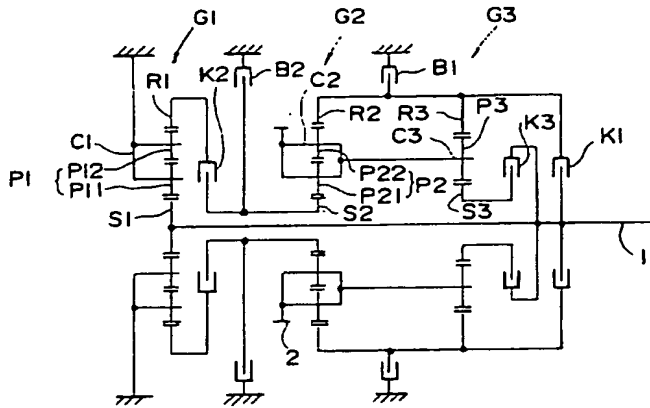
1…入力軸                      2…出力ギヤ  
G1、G2、G3…遊星歯車列  
S1、S2、S3…サンギヤ  
C1、C2、C3…キャリア  
R1、R2、R3…リングギヤ  
B1、B2、B3…ブレーキ  
K1、K2、K3…クラッチ

出願人 本田技研工業株式会社

代理人 弁理士 大西正悟



第 1 図



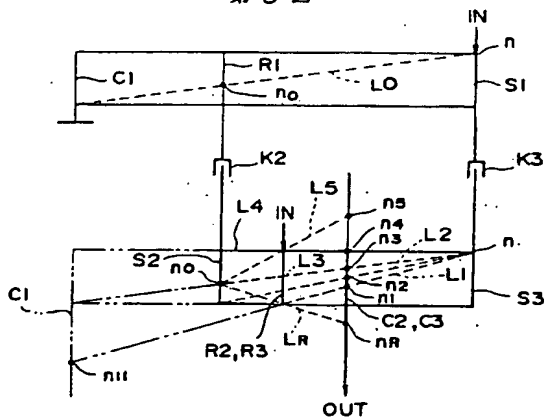
第 2 図

レンジ	K1	K2	K3	B1	B2	レシオ
LOW			○	○		3.577
2ND			○		○	2.100
3RD		○	○			1.400
4TH	○		○			1.000
5TH	○	○				0.711
REV		○		○		2.953

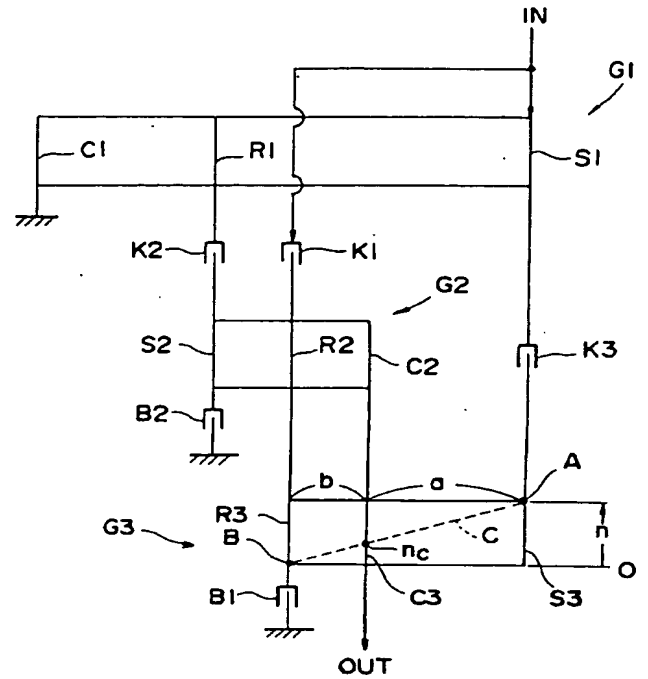
第 4 図

		回転部材					λ
		第1	第2	第3	第4	第5	
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			R3	C3	S3	0.39

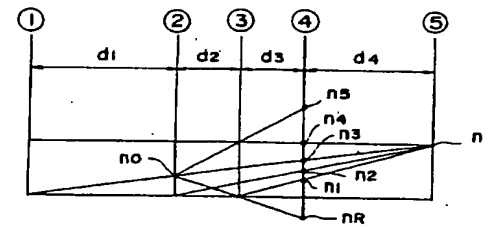
第 5 図



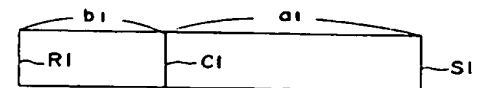
第 3 図



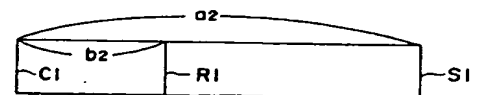
第6A図



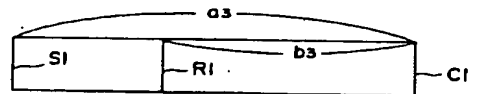
第6B図



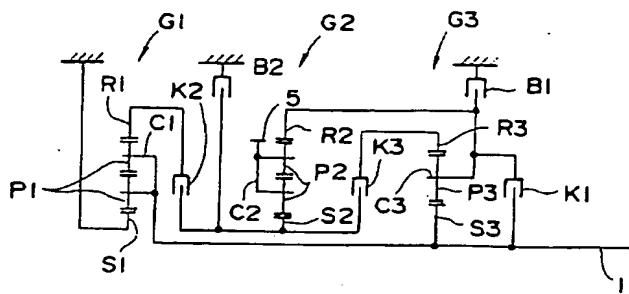
第6C図



第6D図



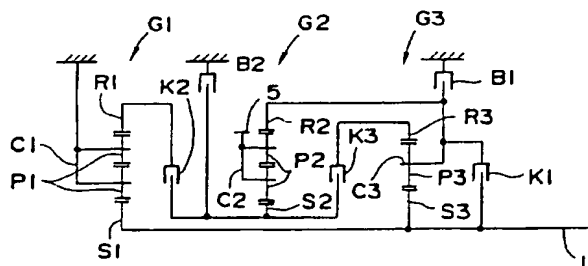
第7図



第8図

レンジ	K1	K2	K3	B1	B2	レシオ
LOW			○	○		3.577
2ND			○		○	2.100
3RD		○	○			1.400
4TH	○		○			1.000
5TH	○	○				0.711
REV		○		○		2.953

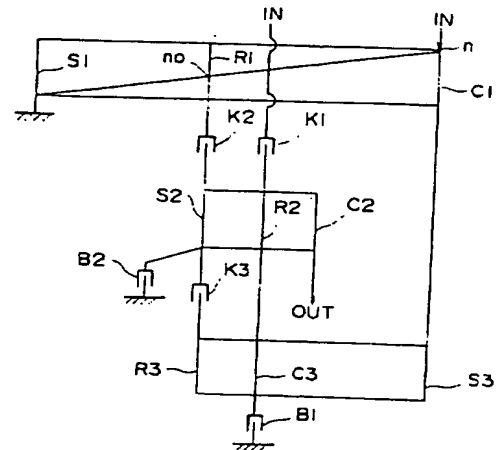
第11図



第12図

回転部材						
	第1	第2	第3	第4	第5	λ
遊星歯車列	G1	C1	R1		S1	0.45
	G2		S2	R2	C2	0.43
	G3		R3	C3	S3	0.38

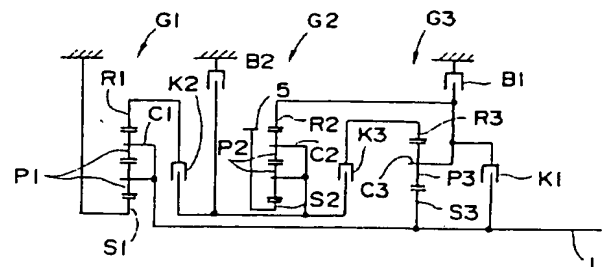
第9図



第10図

回転部材						
	第1	第2	第3	第4	第5	λ
遊星歯車列	G1	S1	R1		C1	0.55
	G2		S2	R2	C2	0.43
	G3		R3	C3	S3	0.38

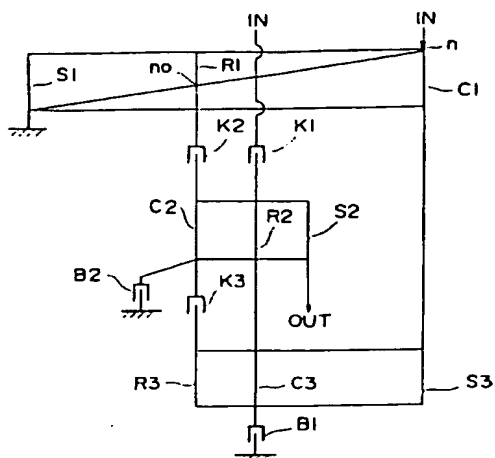
第13図



第14図

レンジ	K1	K2	K3	B1	B2	レシオ
LOW			○	○		3.577
2ND			○		○	2.100
3RD		○	○			1.400
4TH	○		○			1.000
5TH	○	○				0.711
REV		○		○		2.953

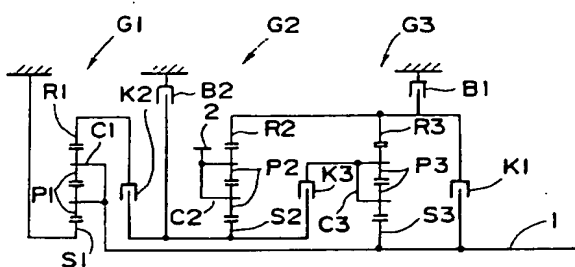
第15図



第16図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		R3	C3		S3	0.37

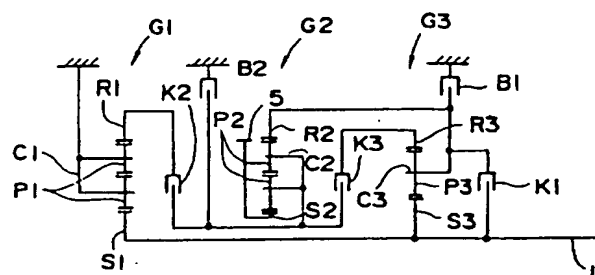
第19図



第20図

レンジ	K1	K2	K3	B1	B2	レシオ
LOW			○	○		3.577
2ND			○		○	2.100
3RD		○	○			1.400
4TH	○		○			1.000
5TH	○	○				0.711
REV		○		○		2.853

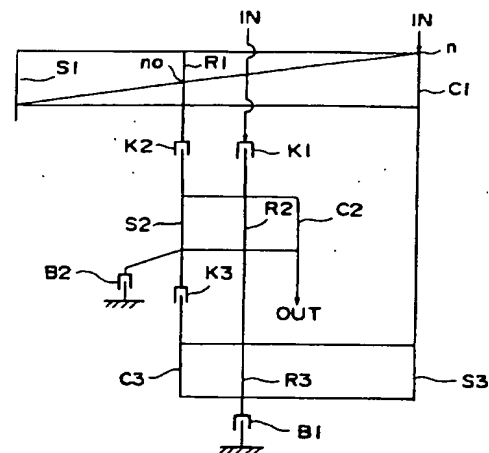
第17図



第18図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		R3	C3		S3	0.37

第21図

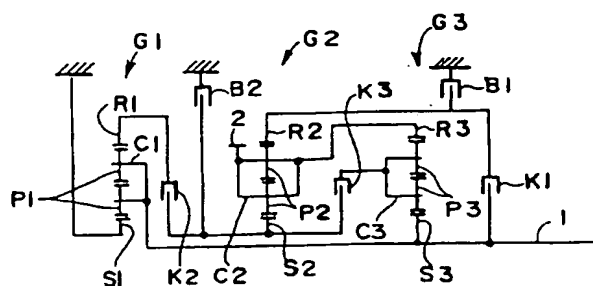


第22図

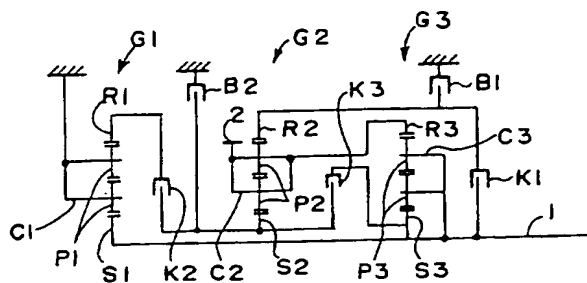
		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3	R3		S3	0.27



第33圖



第31圖



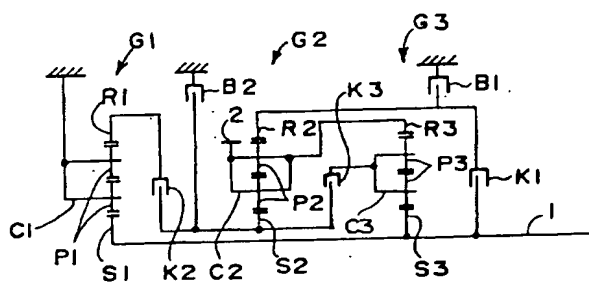
第32圖

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		S3		R3	C3	0.52

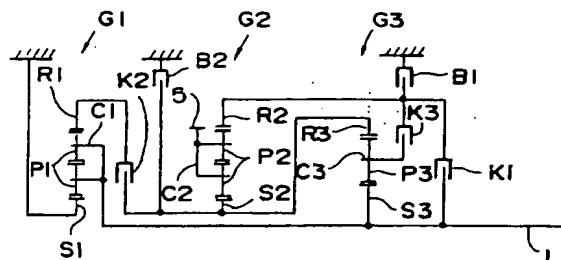
第34圖

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3		R3	S3	0.48

第35圖



第37圖



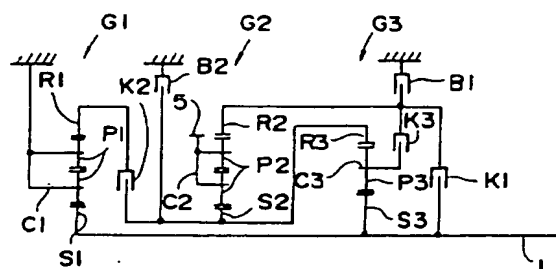
第36圖

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3		R3	C3	0.48

第38圖

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		R3	C3		S3	0.38

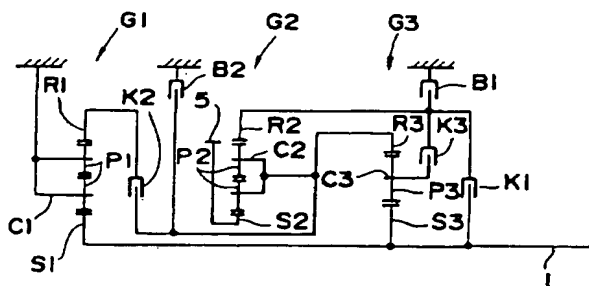
第39図



第40図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		R3	C3		S3	0.38

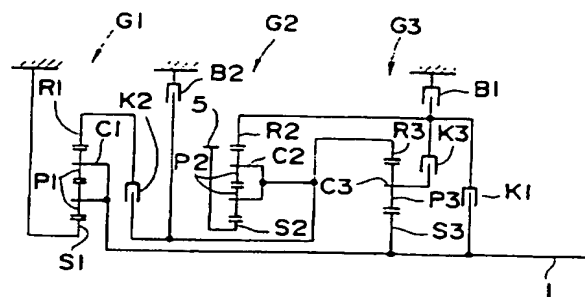
第43図



第44図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		R3	C3		S3	0.37

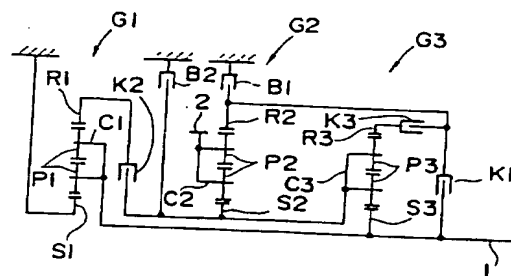
第41図



第42図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		R3	C3		S3	0.37

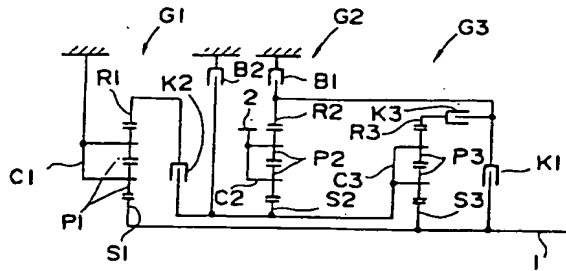
第45図



第46図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3	R3		S3	0.27

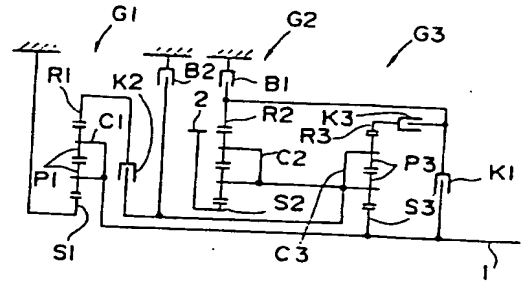
第47図



第48図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3	R3		S3	0.27

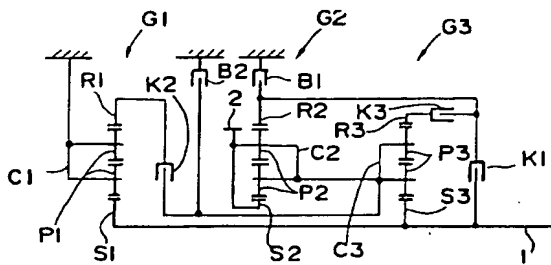
第49図



第50図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		C3	R3		S3	0.27

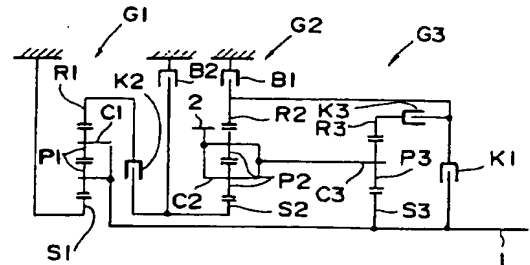
第51図



第52図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		C3	R3		S3	0.27

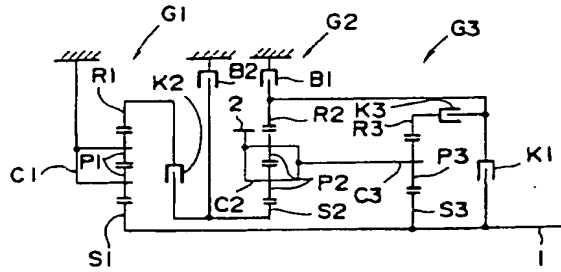
第53図



第54図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			R3	C3	S3	0.39

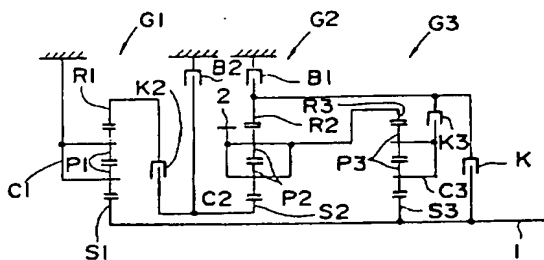
第55図



第56図

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			R3	C3	S3	0.39

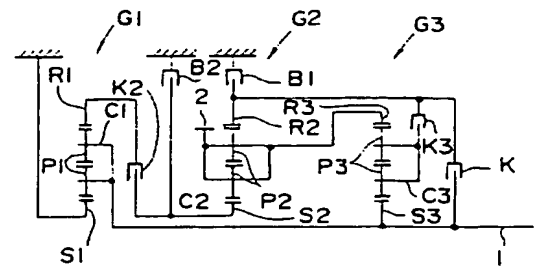
第59図



第60図

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			C3	R3	S3	0.28

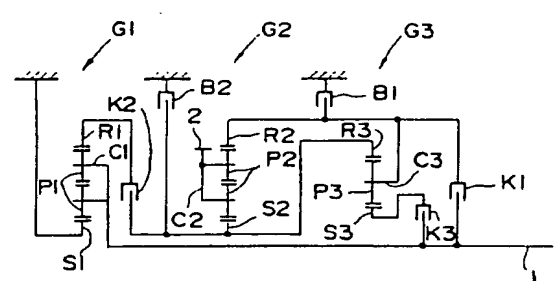
第57図



第58図

		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			C3	R3	S3	0.28

第61図

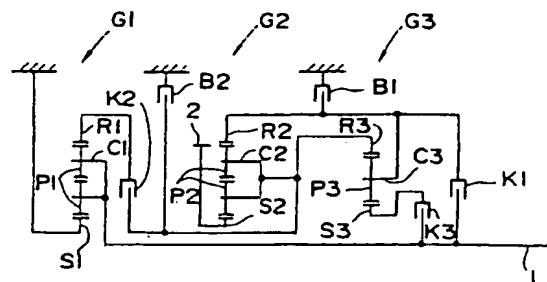


第62図

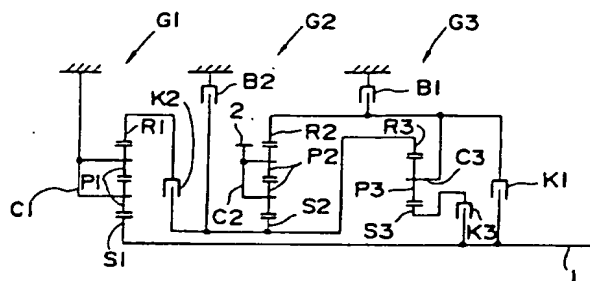
		回 転 部 材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		R3	C3		S3	0.38



第65図



第63図



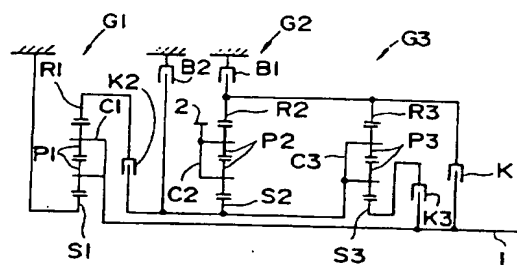
第66図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		R3	C3		S3	0.37

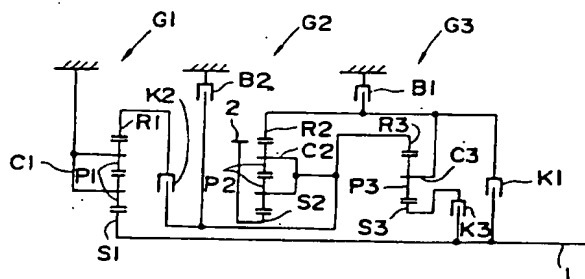
第64図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		R3	C3		S3	0.38

第69図



第67図



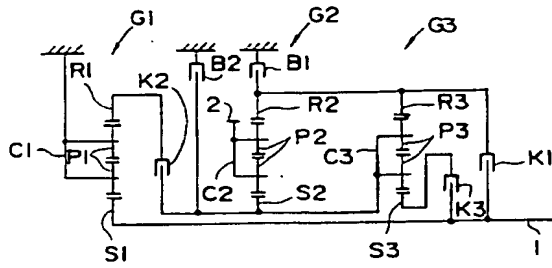
第70図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3	R3		S3	0.27

第68図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		C2	R2	S2		0.57
	G3		R3	C3		S3	0.37

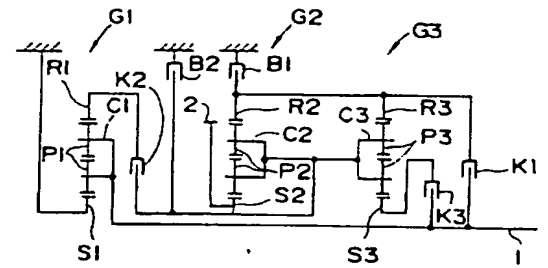
第71図



第72図

		回 転 部 材					
		第 1	第 2	第 3	第 4	第 5	$\lambda$
遊星歯車列	G 1	C 1	R 1			S 1	0.45
	G 2		S 2	R 2	C 2		0.43
	G 3		C 3	R 3		S 3	0.27

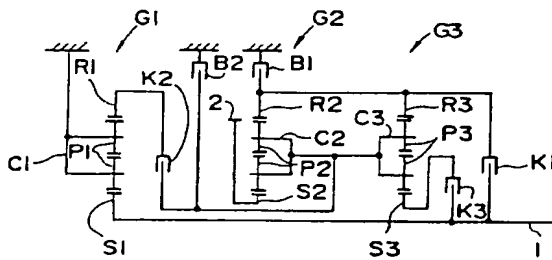
第73図



第74図

		回 転 部 材					
		第 1	第 2	第 3	第 4	第 5	$\lambda$
遊 星 齒 車 列	G 1	S 1	R 1			C 1	0.55
	G 2		C 2	R 2	S 2		0.57
	G 3		C 3	R 3		S 3	0.27

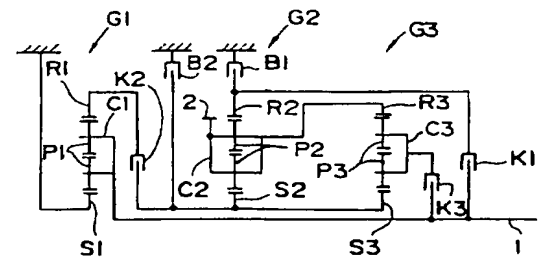
第75図



第76図

		回 転 部 材					
		第 1	第 2	第 3	第 4	第 5	$\lambda$
遊星歯車列	G 1	C1	R 1			S 1	0.45
	G 2		C2	R2	S2		0.57
	G 3		C3	R3		S3	0.27

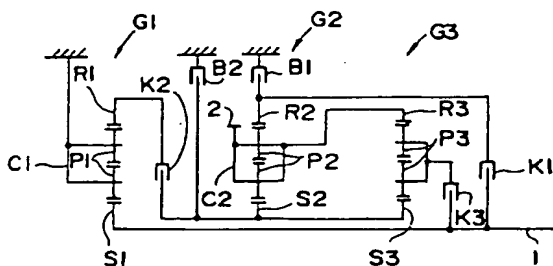
第77図



第78図

		回 転 部 材					
		第 1	第 2	第 3	第 4	第 5	$\lambda$
遊星歯車列	G 1	S1	R1			C1	0.55
	G 2		S2	R2	C2		0.43
	G 3		S3		R3	C3	0.52

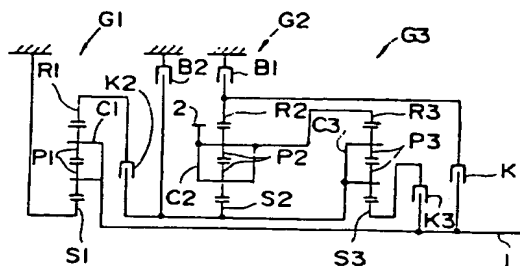
第79図



第80図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			R1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		S3		R3	C3	0.52

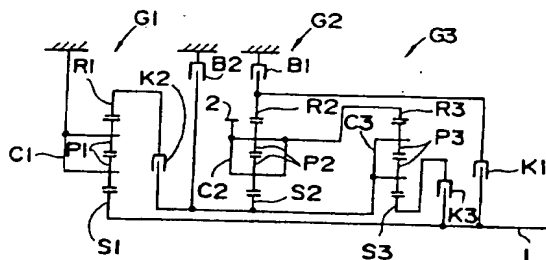
第81図



第82図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3		R3	S3	0.48

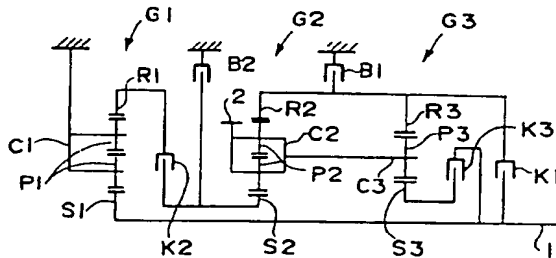
第83図



第84図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3		C3		R3	S3	0.48

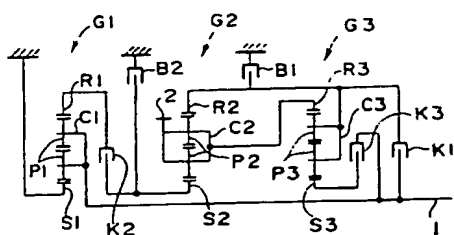
第85図



第86図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			R3	C3	S3	0.39

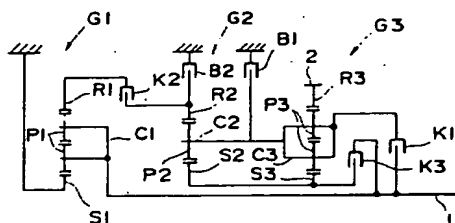
第87図



第88図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			C3	R3	S3	0.28

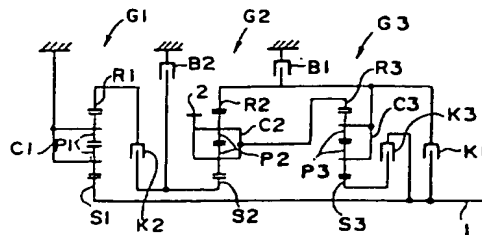
第91図



第92図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1	0.55
	G2		R2	C2		S2	0.37
	G3			C3	R3	S3	0.28

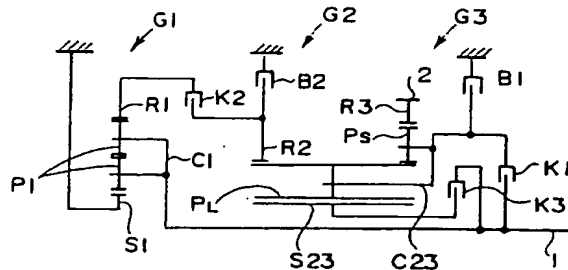
第89図



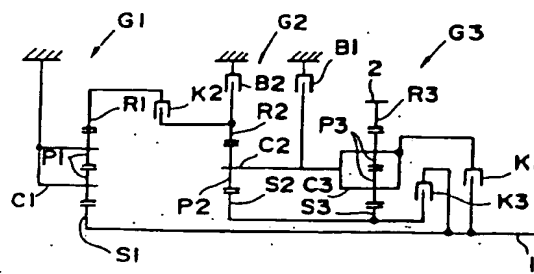
第90図

		回転部材					
		第1	第2	第3	第4	第5	$\lambda$
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1	0.45
	G2		S2	R2	C2		0.43
	G3			C3	R3	S3	0.28

第93図



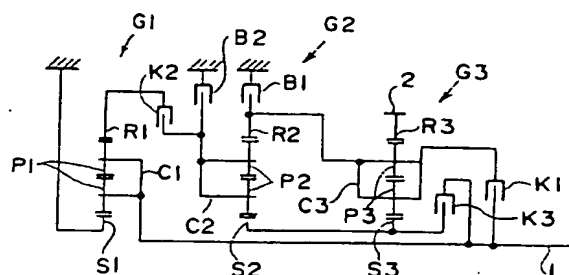
第94図



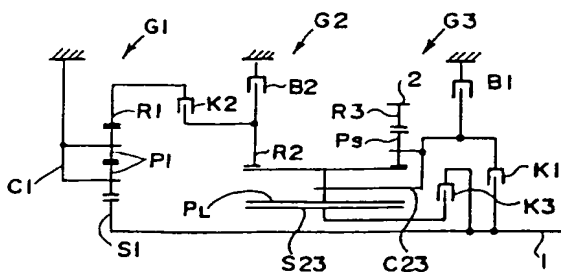
第95図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1
	G2		R2	C2		S2
	G3			C3	R3	S3
		$\lambda$				
		0.45				
		0.37				
		0.28				

第97図



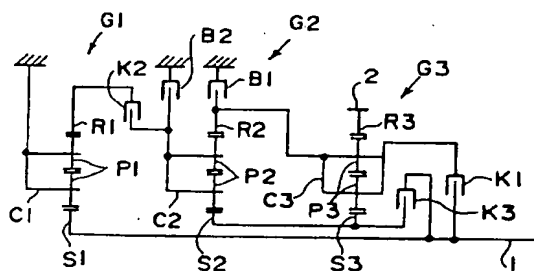
第96図



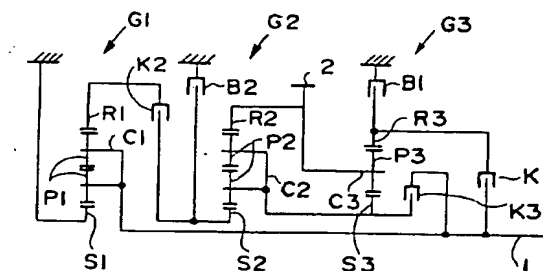
第98図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1
	G2		C2	R2		S2
	G3			C3	R3	S3
		$\lambda$				
		0.55				
		0.27				
		0.27				

第99図



第101図



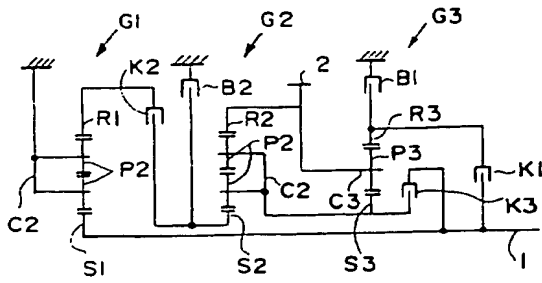
第100図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1
	G2		C2	R2		S2
	G3			C3	R3	S3
		$\lambda$				
		0.45				
		0.27				
		0.27				

第102図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1
	G2		S2		R2	C2
	G3			R3	C3	S3
		$\lambda$				
		0.55				
		0.52				
		0.39				

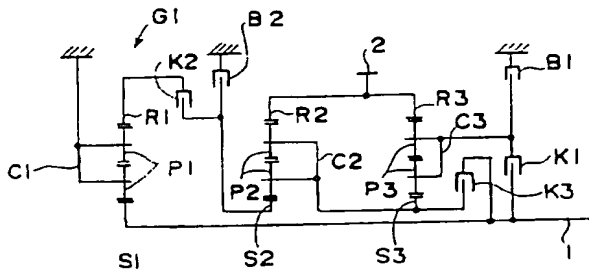
第103図



第104図

		回転部材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1
	G2		S2		R2	C2
	G3			R3	C3	S3
		$\lambda$				
		0.45	0.52	0.39		

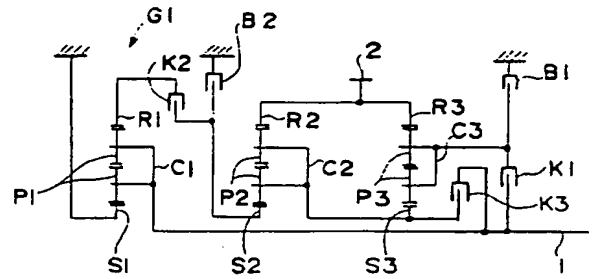
第107図



第108図

		回転部材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1
	G2		S2		R2	C2
	G3			R3	C3	S3
		$\lambda$				
		0.45	0.52	0.39		

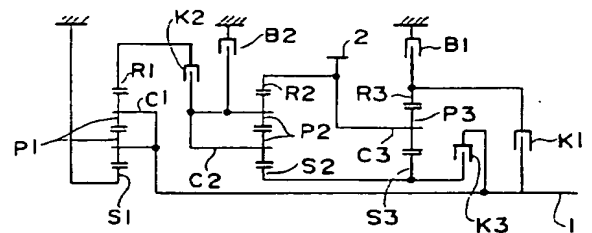
第105図



第106図

		回転部材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1
	G2		S2		R2	C2
	G3			C3	R3	S3
		$\lambda$				
		0.55	0.52	0.28		

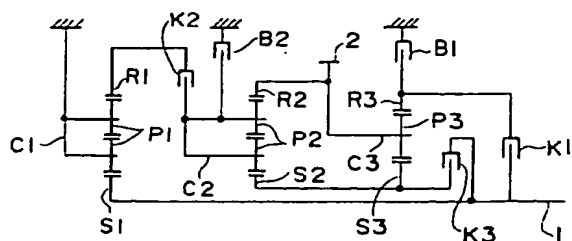
第109図



第110図

		回転部材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1
	G2		C2		R2	S2
	G3			R3	C3	S3
		$\lambda$				
		0.55	0.48	0.39		

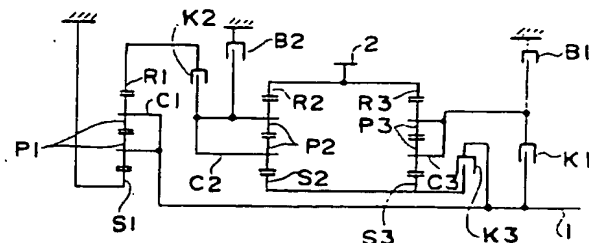
第111図



第112図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1
	G2		C2		R2	S2
	G3			R3	C3	S3
		$\lambda$				
		0.45				
		0.48				
		0.39				

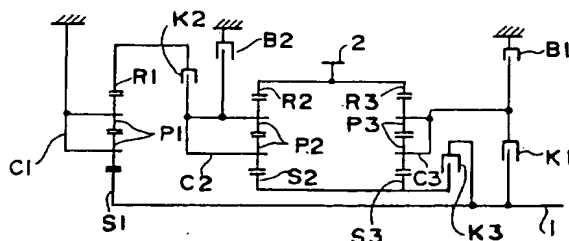
第113図



第114図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	S1	R1			C1
	G2		C2		R2	S2
	G3			C3	R3	S3
		$\lambda$				
		0.55				
		0.48				
		0.28				

第115図



第116図

		回 転 部 材				
		第1	第2	第3	第4	第5
遊星歯車列	G1	C1	R1			S1
	G2		C2		R2	S2
	G3			C3	R3	S3
		$\lambda$				
		0.45				
		0.48				
		0.28				

第1頁の続き

⑫発明者	新山	常文	埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
⑫発明者	熊谷	頼範	埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
⑫発明者	中山	弘	埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**